

ゼロスピンドィスクを用いたシャフトドライブCVT のパワーウェイトレシオ向上(第3報,大推力付与に よるパワーウェイトレシオ向上)

その他（別言語等） のタイトル	Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk (3rd Report, Improvement of Power to Weight Ratio by Giving Large Loading Force)
著者	成田 幸仁, 森 陽平, 山中 将, 井上 克己
雑誌名	日本機械学会論文集 C編
巻	75
号	759
ページ	3047-3053
発行年	2009-11-25
URL	http://hdl.handle.net/10258/00010101

doi: [info:doi/10.1299/kikaic.75.3047](https://doi.org/info:doi/10.1299/kikaic.75.3047)

ゼロスピンドискを用いたシャフトドライブ CVT の パワーウェイトレシオ向上*

(第3報, 大推力付与によるパワーウェイトレシオ向上)

成田 幸仁^{*1}, 森 陽平^{*2}
山中 将^{*3}, 井上 克己^{*3}

Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk

(3rd Report, Improvement of Power to Weight Ratio by
Giving Large Loading Force)

Yukihito NARITA^{*4}, Yohei MORI,
Masashi YAMANAKA and Katsumi INOUE

^{*4} Department of Mechanical, Aerospace, and Materials Engineering, Muroran Institute of Technology,
27-1 Mizumoto-cho, Muroran-shi, Hokkaido, 050-8585 Japan

A novel mechanism CVT (Shaft Drive CVT, S-CVT) was developed by the authors. The use of zero-spin disk and roller was proposed in order to increase the power to weight ratio, because the power to weight ratio is important index for applying the S-CVT to automobiles. The amount of spin caused by the changing in the contact point is less than 0.9% using the zero-spin disk and roller. Their performance has been confirmed theoretically and by the experiment. In this report, the effect of novel zero-spin disk and roller is evaluated using a prototype CVT. A hydraulic cylinder is equipped to give a large loading force. A counter shaft, which connects the two backup rollers to transmit the torque between them, is added to enlarge the torque capacity. The power to weight ratios are improved to 1.4 and 3.0 times compared with those of present concave disk at high and low ratio, respectively. The maximum value is 72.3 W/kg at high ratio in the case of transmitted torque of 195 Nm.

Key Words: Machine Element, Tribology, Surface Roughness, CVT, Traction Drive, EHL, Spin

1. 緒 言

転動体間に介在する弾性流体潤滑油膜のせん断力によって動力を伝達するトラクションドライブには、歯車による動力伝達機構に比べて、振動や騒音が少なく、無段変速機 (CVT) を構成できるという利点がある。

山中らは、ベルト式 CVT において強度的に問題となるベルトの代わりに、ハーフトロイダル型 CVT⁽¹⁾ で採用されている、剛なディスクとローラを用いたトラクションドライブによる動力伝達を行なうという着眼点にもとづき、シャフトドライブ CVT (以下 S-CVT と記す) を開発した⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾。

S-CVT は自動車への搭載を念頭に置いているので、

パワーウェイトレシオの向上、すなわち伝達動力を増大させつつ、小型・軽量化することが要求されている。これを実現するには、動力損失の原因となるスピンの発生を抑制する必要がある。牧野は 3K 型同軸 CVT について⁽⁵⁾⁽⁶⁾、Xiaolan は遊星トラクションドライブ減速機について⁽⁷⁾⁽⁸⁾、それぞれスピン低減の方法と効果を示している。

S-CVT については、曲面ディスク・ローラの考案と性能評価を行い、すべり率の低減による効率向上が確認された⁽³⁾。しかし、最適設計の結果、ヘルツ圧とスピン低減が不十分なために、十分なトルク容量が得られないことが明らかになった⁽⁹⁾。そこで、スピンとヘルツ圧を同時に低減するゼロスピンドискを考案した⁽¹⁰⁾。前報では、試作したゼロスピンドискを S-CVT 試験機に搭載して効率とトルク容量を測定し、すべり率 1% 以下かつ最高効率 92.7% を得た⁽¹¹⁾。しかし、推力不足により大きいトルク容量が得られず、パワーウェイトレシオの向上は達成できなかった。

本報では、ゼロスピンドискの効果を詳細に検討するために、トラクションカーブを測定して計算結果と比較する。また、トルク容量を向上させるために、

* 原稿受付 2009 年 4 月 30 日。

^{*1} 正員, 室蘭工業大学機械航空創造系学科 (☎ 050-8585 室蘭市水元町 27-1)。

^{*2} 正員, 新日本製鐵(株)君津製鉄所 (☎ 299-1141 君津市君津 1) [元: 東北大学大学院工学研究科]。

^{*3} 正員, 東北大学大学院工学研究科 (☎ 980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉 6-6-01)。

E-mail: y-narita@mmm.muroran-it.ac.jp

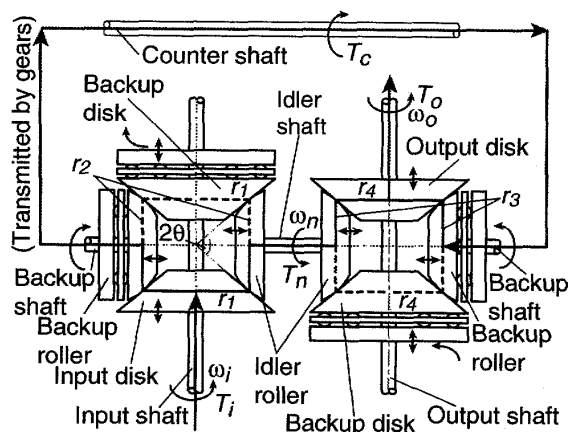


Fig.1 Schematic of Shaft Drive CVT

従来の皿バネに替わり油圧ピストンを採用して大推力を与えると共に、トルク容量向上効果のあるカウンタ軸⁽¹²⁾をS-CVT試験機に追加する。そして、トルク容量と動力伝達効率を測定してパワーウェイトレシオを求め、曲面ディスクによる実験結果⁽³⁾と比較してゼロスピンドディスクの効果を確認する。

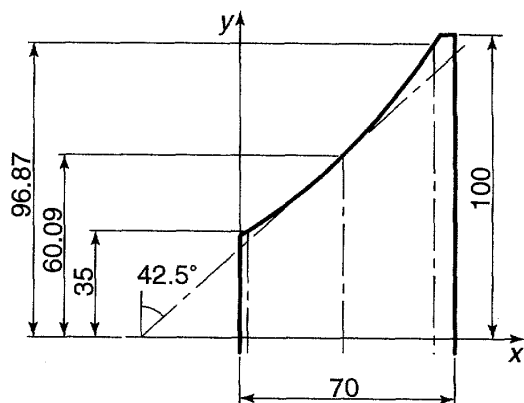
2. シャフトドライブCVT

2.1 S-CVTの機構 図1にS-CVTの機構⁽⁴⁾⁽¹²⁾を示す。入出力軸は平行であり、中間軸、バックアップ軸はこれらに直交している。カウンタ軸⁽¹²⁾は中間軸と平行に配置される。入出力ディスクと中間ローラはそれぞれの軸の回転方向に固定され、軸方向にのみ移動できる。バックアップディスクとバックアップローラも軸方向に移動できるが、軸受を介して軸とは逆方向に回転する。変速は、全てのディスクとローラをそれぞれの軸方向に移動させ、転動体の回転半径 $r_1 \sim r_4$ を変化させて行なう。変速比は、 $e_s > 1$ で増速状態と定義すると、次のように表される。

$$e_s = \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4} \quad (1)$$

カウンタ軸は入力側と出力側のバックアップローラを連結し、それらの間で動力を伝達する⁽¹²⁾。これにより、入力ディスクに入力された動力は、中間ローラ→出力ディスクの他に、入力側バックアップローラ→カウンタ軸→出力側バックアップローラを経由して伝達される。ローラにはクラウニングを施した円すいローラを使用する。ディスクとローラの寸法と形状は、入力側と出力側で同一とする。

2.2 ゼロスピンドディスク ゼロスピンドディスクの形状を図2に示す。ディスクの回転軸を x 軸とし、半径方向に y 軸を取ると、ディスク断面曲線は以下の点群で表される⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。

Fig.2 Profile of zero-spin disk($\theta_0 = 42.5^\circ$, $r_{2c} = 32$ mm)

$$\begin{cases} x = C - \left[\frac{1}{2} \ln(\varphi^{-2}) + \left(\ln \frac{\sqrt{1+\varphi^{-2}} - 1}{\sqrt{1+\varphi^{-2}} + 1} + \frac{2}{\sqrt{1+\varphi^{-2}}} \right) \frac{r_{2c}}{2} \right] \\ y = \varphi \left(r_{10} \tan \theta_0 - r_{2c} \cos \theta_0 + \frac{r_{2c}}{\sqrt{1+\varphi^{-2}}} \right) \end{cases} \quad (2)$$

ここで、 θ_0 と r_{10} はそれぞれ $e_s = 1$ でのローラ半頂角とディスク回転半径、 r_{2c} はローラクラウニング半径である。媒介変数 φ によって求めた点群 (x, y) が断面形状となる。図2は $\theta_0 = 42.5^\circ$ 、 $r_{2c} = 32$ mmとして得られたものであり、変速比幅2.35 ~ 0.43を有する。

このディスクとローラの共通接線は、すべての変速範囲で両回転軸交点を通過する。これにより、従来の円すいおよび曲面ディスク・ローラ⁽⁹⁾と比較して、すべり率の増加やトラクション係数の低下を招くスピンの発生量が少ない。また、曲面ディスクと比較してヘルツ圧も低い。以上の二つの利点から、ゼロスピンドディスクのS-CVTへの適用により、パワーウェイトレシオの向上が期待できる。なお、試作したディスクの形状誤差は $3 \mu\text{m}$ 以下である⁽¹¹⁾。また、表面粗さを円周方向に測定したところ、 $0.02 \mu\text{mRa}$ であった。

2.3 S-CVT試験機 図3と図4にゼロスピンドディスクを搭載したS-CVT試験機を示す。既報の試験機⁽¹¹⁾を改造し、カウンタ軸⁽¹²⁾を中間軸とバックアップ軸の下部に追加した。カウンタ軸両端の歯車が二つのバックアップローラ背面に装着された平歯車と噛み合い、動力伝達が行われる。二つのバックアップローラの速度比は1:1である。

入出力ディスクとバックアップディスクはスリーブに固定されており、ディスク間隔を保ったまま軸方向に移動する。スリーブはすべりキーを介して入出力軸と連結されており、ディスクと入出力軸間の動力伝達を中継する。中間ローラをディスクに押し付け、スリーブを軸方向に移動させることにより、中間ローラは入

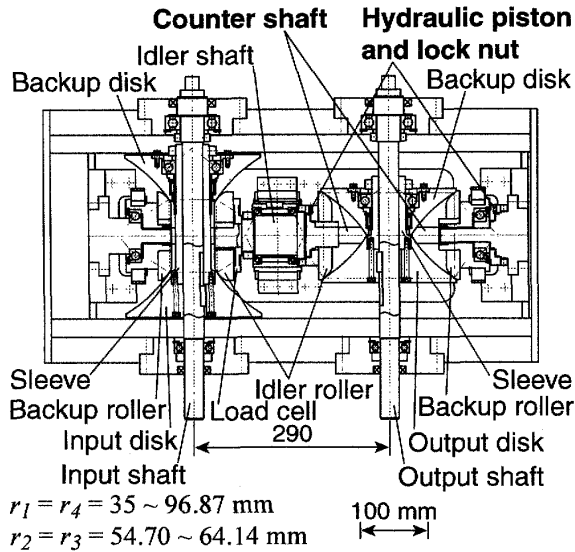


Fig. 3 Apparatus of prototype S-CVT equipped with zero-spin disk and counter shaft

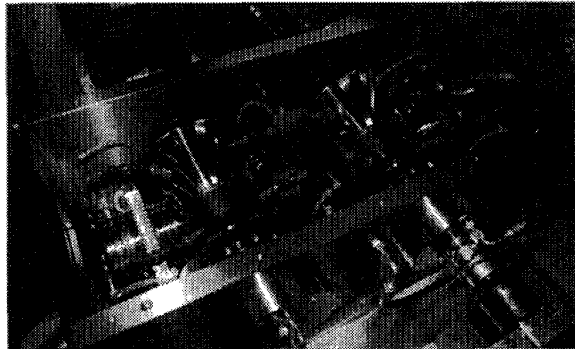


Fig. 4 Photograph of prototype S-CVT equipped with zero-spin disk and counter shaft

出力ディスクとバックアップディスクに均等に接触する。簡単化のために、機械的に変速する機構は備えていない。スリーブを長さの異なるものに交換することで変速比を変える。二つのバックアップローラとカウンタ軸は同一のベース上に固定され、変速比に合わせてベースと一体となってローラ軸方向へ移動する。

動力伝達に必要な推力は、これまでの皿バネ⁽¹¹⁾に替えて、油圧ピストンで与える。これにより、従来と比較して大推力を与えることが可能になり、トルク容量の向上が期待できる。油圧ピストンは中間ローラと中間軸の間及び、バックアップローラとそのホルダの間に一つずつ設置される。油圧は手動ポンプにより供給する。供給油圧は最大で 50 MPa であり、このときディスク面圧の上限⁽¹⁰⁾となる 50 kN の推力が発生するようにピストンを設計した。ピストンは軸と一体となって回転するため、試験機の運転前に油圧を供給し、せり出したピストンをロックナットで固定することで推力を維持する。ポンプはその後取り外す。推力は中

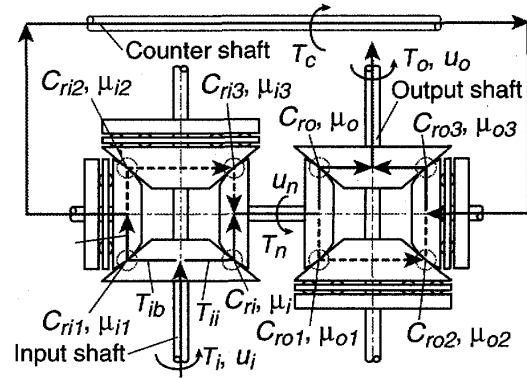


Fig. 5 Notation for power transmission

間軸上に設けたロードセルを用いて測定する。

3. カウンタ軸によるトルク容量の向上

3・1 トルク容量と動力伝達効率の計算 カウンタ軸を用いた場合のトルク容量と動力伝達効率をトラクションカーブから求める。動力伝達効率 η 、速度伝達効率 η_s 、トルク伝達効率 η_t を以下のように定義する。

$$\eta = \frac{N_o T_o}{N_i T_i} = \eta_s \eta_t \quad (3)$$

$$\eta_s = \frac{N_o}{e_s N_i} = (1 - C_{ri})(1 - C_{ro}) \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{e_s T_o}{T_i} = 1 - \frac{T_{li} + e_s T_{lo}}{T_i} \quad (5)$$

ここで、 N_i 、 N_o は入出力回転速度、 T_i 、 T_o は入出力トルク、 C_{ri} 、 C_{ro} はそれぞれ中間ローラと入力ディスクおよび中間ローラと出力ディスク接触点におけるすべり率である。 T_{li} と T_{lo} はそれぞれ入力軸周りと出力軸周りのトルク損失⁽⁴⁾⁽⁹⁾を表す。

上式を計算するために、 T_i をトラクション係数から求める。入力ディスクから出力ディスクまでの動力伝達を図5に示す記号を用いて表す。各ディスクとローラの周速を u_* で、また、各接触点におけるトラクション係数とすべり率を C_r^* 、 μ^* で表す。以降、簡単化のため軸受のトルク損失は無視する。 T_i は、中間ローラ側へ T_{ii} 、バックアップローラ側へ T_{ib} 分配され、

$$T_i = T_{ii} + T_{ib} \quad (6)$$

と表される。入力側の各トルクを μ^* と入力側押付力 F_{ci} で表すと、以下の関係が得られる。

$$T_{ii} = \mu_i F_{ci} \eta_i \quad (7)$$

$$T_{ib} = \mu_{i1} F_{ci} \eta_i \quad (8)$$

バックアップローラのみ用いる場合、中間軸への運動伝達を考えると、次式が得られる⁽¹¹⁾。

$$u_n = (1 - C_{ri})u_i = (1 - C_{ri1} - C_{ri2} - C_{ri3})u_i \quad (9)$$

上式より、トラクションカーブの線形領域では、

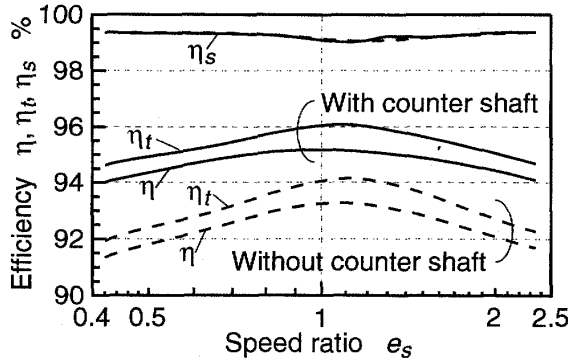


Fig. 6 Relation among speed ratio e_s , efficiency η , η_s and η_t

$$C_{ri1} = C_{ri2} = C_{ri3} \approx \frac{1}{3} C_{ri} \quad (10)$$

$$\mu_{i1} = \mu_{i2} = \mu_{i3} \approx \frac{1}{3} \mu_i \quad (11)$$

が得られる。式(6)～(8), (11)より, 入力トルクは,

$$T_i = \frac{4}{3} \mu_i F_{ci} r_i = \frac{4}{3} T_{ii} \quad (12)$$

となり, バックアップローラを用いない場合の4/3倍となる。同様にして出力トルクも μ_o と出力側押付力 F_{co} で表すと, 次式が得られる。

$$T_o = \frac{4}{3} \mu_o F_{co} r_o \quad (13)$$

カウンタ軸を用いる場合, 入力側バックアップローラ→出力側バックアップローラ→出力ディスクへの動力伝達経路での運動伝達を考えると,

$$u_o = (1 - C_{ri} - C_{ro}) u_i = (1 - C_{ri1} - C_{ro3}) u_i \quad (14)$$

が新たに得られる⁽¹²⁾。この時も式(9)は成り立つので,

$$\begin{cases} C_{ri} = C_{ri1}, C_{ri2} = C_{ri3} = 0 \\ C_{ro} = C_{ro3}, C_{ro1} = C_{ro2} = 0 \end{cases} \quad (15)$$

が得られる。簡単化のためトラクションカーブは入出力側で等しいとすると,

$$\begin{cases} \mu_i = \mu_{i1}, \mu_{i2} = \mu_{i3} = 0 \\ \mu_o = \mu_{o3}, \mu_{o1} = \mu_{o2} = 0 \end{cases} \quad (16)$$

なる関係が得られる。上式より, 入力トルクは,

$$T_i = 2 \mu_i F_{ci} r_i = 2 T_{ii} \quad (17)$$

となり, バックアップローラを用いない場合の2倍, バックアップローラのみ用いた場合の1.5倍となる。同様にして, 出力トルクは次式で表される。

$$T_o = 2 \mu_o F_{co} r_o \quad (18)$$

式(3)～(5)より η , η_s , η_t を計算した結果を図6に示す。 $F_a = 5 \text{ kN}$ を与えてゼロスピンディスクのトラクションカーブを計算⁽⁹⁾⁽¹³⁾し, μ_i と μ_o のどちらかが最大値をとる時の C_{ri} と C_{ro} を求め, η_s を計算した。計

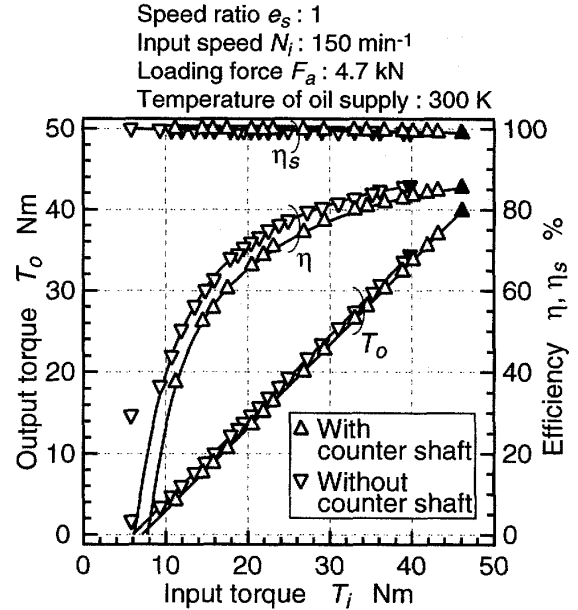


Fig. 7 Measured torques and efficiencies in case of with and without counter shaft

算に必要なトラクション油の限界せん断応力勾配 m_c は, 畑らの実験結果⁽¹⁴⁾に基づき0.15とした。 T_i と T_o を式(12), (13), (17), (18)より求め, η_t を計算した。

式(5)のトルク損失の項 $T_{ii} + e_s T_{io}$ は, F_a を一定とすると, 変速比 e_s にあわせて増加する。ただし, e_s にあわせて η も増加するので, T_i の増加により $(T_{ii} + e_s T_{io})/T_i$ が減少し, $e_s = 1$ をわずかに過ぎた時点で η_t が最大となる。さらに e_s が増加すると, μ_o が μ_i よりも先に最大値に達し, T_i が増加しなくなるために, η_t が低下する。カウンタ軸を設けると T_i が増加するために, η_t は2ポイント程度増加する。その結果, カウンタ軸を設けた場合の η_t は94.6～96.2%となった。また, ゼロスピンディスクは全変速範囲でスピンが発生せず, トラクションカーブ初期勾配が大きいために, η_s は99.0～99.4%となった。 η はカウンタ軸無しの場合91.4～93.4%, カウンタ軸有りの場合, 94.0～95.2%を得た。

3・2 試験機によるトルク容量の測定 図3に示したS-CVT試験機を用いて, カウンタ軸を用いた場合のトルク容量を測定した。比較のために, カウンタ軸を取り外した場合についても測定を行った。実験は, 変速比 $e_s = 1$ とし, 推力 $F_a = 4.7 \text{ kN}$ を与えて行った。入力回転速度 $N_i = 150 \text{ min}^{-1}$ で一定とし, T_o を電磁ブレーキで増加させて, グロススリップが生じる直前まで測定を行った。測定時の供給油温は300 Kである。式(3)より動力伝達効率 η を求め, これが最大値を取るとき T_i をトルク容量と定義した。

図7に T_i と T_o , η , η_s , η_t の関係を示す。図中の線

は測定結果の平均値である。また、最高効率時の測定結果を塗潰しマーカーで示す。このときのトルク容量 T_i を比較すると、カウンタ軸無しの場合の 39.8 Nm に対して、カウンタ軸有りの場合には 46.1 Nm となり、約 1.2 倍となった。理論値の 1.5 倍と比較すると小さいが、中間ローラとバックアップローラに与えた推力のどちらかが小さかったためと考えられる。 η はカウンタ軸有りの場合、85.4% となり、カウンタ軸無しの場合の 85.8% よりもわずかに小さかった。これは、推力が相殺⁽⁴⁾ されずに入出力軸がたわみ、軸受のトルク損失が増加したためであると考えられる。そのため、 η は計算結果と比較して、カウンタ軸の有無によらず 7.5 ~ 9.8 ポイント小さかった。 η_s は計算結果と一致し、カウンタ軸の有無によらず 99.0% となった。

以上より、ゼロスピンディスクとカウンタ軸を併用することで、トルク容量を 1.2 倍に向上できた。

4. トラクションカーブの測定

図 3 に示したカウンタ軸付き S-CVT 試験機を用いてトラクションカーブを測定し、ゼロスピンディスクが計算通り機能しているかを確認した。入力軸に歯車を取り付け、これとバックアップローラの歯車に二つの近接センサを設置して、入力ディスクとバックアップローラの回転速度差を測定した。この結果より、すべり率 C_{ri} を求めた。なお、式 (15) より $C_{ri} = C_{ri}$ である。トラクション係数 μ_i は、入力トルク T_i を式 (17) に代入して求めた。実験は、変速比 $e_s = 0.43, 1, 2.35$ のそれぞれについて、 $F_a = 5.0$ kN を与えて行った。 $N_i = 150 \text{ min}^{-1}$ で一定とし、グロススリップが生じる直前まで測定を行った。供給油温は 300 K である。

図 8 に μ_i と C_{ri} の測定結果を示す。また、各変速比でのトラクションカーブの計算結果も実線であわせて示す。トラクションカーブの初期勾配を見ると、実験結果と計算結果はほぼ一致していることが分かる。 $e_s = 2.35$ では実験結果が $C_{ri} = 0.2\%$ 程度で途切れているが、これは前章で述べたように、 μ_o が μ_i より先に最大値に達し、出力ディスクでグロススリップが生じたためである。それ以外の e_s では、スピンが無いために μ_i が急激に増加する。グロススリップ直前における μ_i は、 $e_s = 1$ では $C_{ri} = 1.21\%$ で 0.14、 $e_s = 0.43$ では $C_{ri} = 1.11\%$ で 0.13 であった。これらの μ_i の計算結果に対する誤差を求めたところ、 $e_s = 1$ で 7.8%、 $e_s = 0.43$ で 1.0% となった。実験結果は計算結果よりもわずかに高いが、入出力軸を保持する軸受からトルク損失が発生し、それにより T_i が増加したことが原因であると考えられる。以上より、ゼロスピンディスクは理論通り機能し

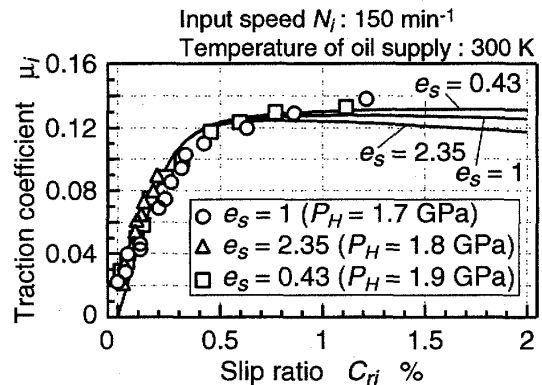


Fig.8 Measured and calculated traction curves at the contact point of input disk and backup roller

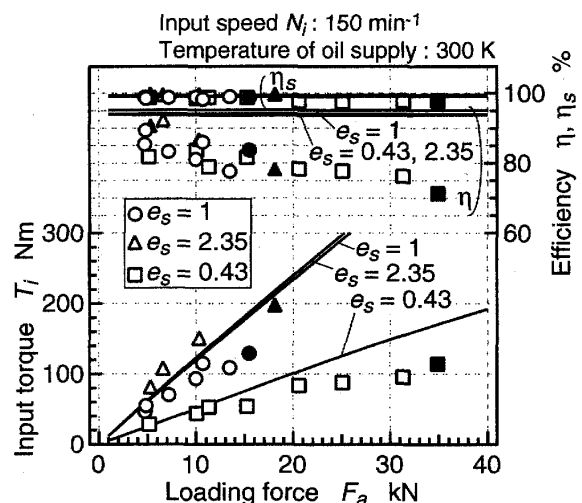


Fig.9 Relation among loading force, measured and calculated torques and efficiencies

ていることが確認できた。

5. パワーウェイトレシオの向上

5・1 トルク容量と効率の測定 図 3 に示した試験機を用い、カウンタ軸を設置した状態で推力 F_a を変化させてトルク容量と動力伝達効率を測定した。 F_a は $e_s = 1$ で 15.5 kN、 $e_s = 2.35$ で 18.1 kN、 $e_s = 0.43$ で 34.9 kN まで与えた。 $N_i = 150 \text{ min}^{-1}$ とし、グロススリップ直前まで測定を行った。供給油温は 300 K である。

実験結果を図 9 に示す。また、式 (3) ~ (5) と (17) より計算した η 、 η_s 、 T_i もあわせて示す。これらの計算方法は第 3 章と同様である。まず T_i の計算結果を見ると、 F_a の増加に従ってごくわずかに傾きが減少している。式 (17) に示したように、 T_i は押付力 F_{ci} 、つまり推力 F_a に比例する。しかし、面圧が上昇して油膜が発熱し、 μ_i がわずかに減少するために、 T_i も減少する。 η の計算結果を見ると、 F_a に対してほぼ一定であることが分かる。 F_a が増加すると、軸受への荷重も

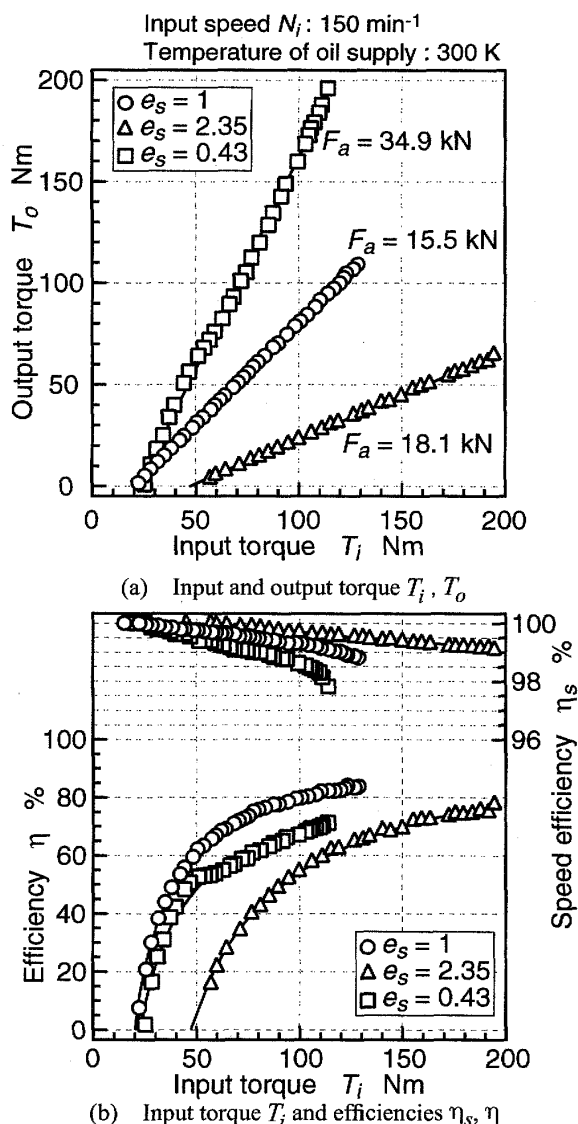


Fig.10 Measured torques and efficiencies

増加して、トルク損失も増加する。しかし、 T_i も増加するため、式(5)に示した η_t の式中の項 $(T_{li} + e_s T_{lo})/T_i$ は一定となる。また、スピンの小さいために、 μ_t と同様 C_{r_i} もほぼ一定値を保ち、これにより η_s もほぼ一定となる。これらより、 η は F_a によらず一定になる。

次に、 T_i の実験結果を見ると、 F_a が増加するに従って増加割合が減少し、計算結果との差が広がっていることがわかる。 η も減少していることから、中間ローラとバックアップローラの F_a のアンバランスが原因であると考えられる。大推力を与えるほど F_a のバランス調節が難しくなり、 η が低下する。 T_i が計算結果よりも小さいことから考えると、第3章で述べたように、どちらかの F_a が小さかったのではないかとと思われる。 η_s は計算結果とほぼ一致し、差は最大で-1.9ポイントであった。各 e_s における F_a の最大値での T_i と η_s, η は、 $e_s=1$ で128.7 Nm, 98.8%, 83.7%, $e_s=2.35$

Table 1 Comparison of power to weight ratio

	Zero-spin			Concave			Concave (compensated)		
e_s	0.43	1	2.35	0.5	1	2	0.5	1	2
η [%]	71.3	83.7	77.8	55.5	80.0	77.6	61.5	86.0	83.6
T_i [Nm]	114	129	195	5.0	9.2	15.0	10.0	18.4	30.0
N_i [min ⁻¹]	150	150	150	100	100	100	150	150	150
M [kg]	32.4	32.4	32.4	6.4	6.4	6.4	7.5	7.5	7.5
F_a [kN]	34.9	15.5	18.1	3.1	3.0	3.7	3.1	3.0	3.7
P_H [GPa]	3.5	2.5	2.7	2.4	2.3	2.6	2.4	2.3	2.6
J [W/kg]	39.3	52.2	72.3	4.5	12.0	19.0	12.9	33.2	52.7

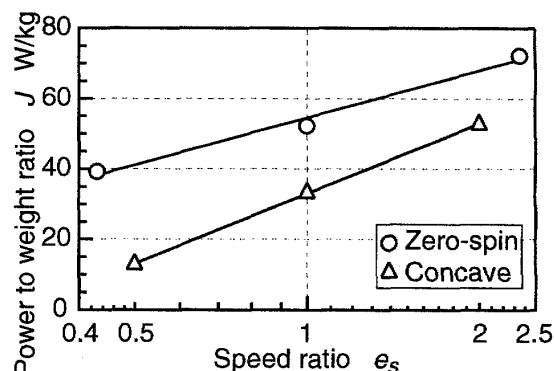


Fig.11 Comparison of power to weight ratio of zero-spin and concave disk

で194.5 Nm, 99.1%, 77.8%, $e_s=0.43$ で113.9 Nm, 97.8%, 71.3%となった。これらの値を図9中に塗潰しマーカーで示す。また、これらの場合における T_i に対する T_o, η_s, η の測定結果を図10に示す。大推力を与えたことで、前報⁽¹¹⁾と比較して η は最大で17ポイント低下したが、高い η_s を維持したままトルク容量 T_i を3.3～5.3倍に向上させることが出来た。

5.2 パワーウェイトレシオの算出 前報⁽¹¹⁾と同様に、実験結果からパワーウェイトレシオ⁽¹⁰⁾を算出し、曲面ディスクによる実験結果⁽³⁾と比較する。パワーウェイトレシオ J ⁽¹⁰⁾は次式で定義される。

$$J = \frac{\eta \omega_i T_i}{M} \quad (19)$$

ω_i は入力回転角速度、 M は全てのディスクとローラの質量である。 η と T_i には最高効率時の値を用いる。

得られた結果を表1と図11に示す。曲面ディスクの実験結果はバックアップローラとカウンタ軸が無い試験機⁽²⁾⁽³⁾によって得られたものであるため、入力トルクを2倍し、動力伝達効率を6ポイント増加⁽⁴⁾させる補正を施した。また、曲面ディスクはスピンが小さい⁽³⁾ので、入力トルクと動力伝達効率の回転速度依存性は小さいと考え、回転速度を150 min⁻¹に補正した。ゼロスピンディスクの実験値として、図9に塗潰しマーカーで示す、各 e_s における F_a の最大値での

測定結果を選択した。ゼロスピンドディスクの J は曲面ディスクに対して全ての変速比で優れており、1.4 ~ 3.0 倍となった。また、面圧が曲面ディスクと同等となる実験結果を図9から選択した場合でも、ゼロスピンドディスクの J は全ての変速比で優れている。これらより、ゼロスピンドディスクはパワーウェイトレシオの向上に有効であることが確認できた。

6. 結 言

S-CVT のパワーウェイトレシオ向上を図るために、ゼロスピンドディスク搭載型試験機を改良し、カウンタ軸と油圧ピストンを設置してトルク容量を向上させた。また、ゼロスピンドディスクのトラクションカーブを測定した。得られた結果を以下に要約する。

1. トラクションカーブを測定し、計算結果と比較したところ、初期勾配は一致した。グロススリップ直前のトラクション係数は計算結果より 7% 大きかった。
2. ゼロスピンドディスクとカウンタ軸を併用したところ、同一の推力でカウンタ軸を用いない場合と比較して、最高効率時のトルク容量が 1.2 倍となった。
3. 油圧ピストンで大推力を与えたところ、動力伝達効率は 17 ポイント低下したが、トルク容量は 3.3 ~ 5.3 倍となり、最大で 194.5 Nm を得た。
4. 曲面ディスクに対してパワーウェイトレシオを比較したところ 1.4 ~ 3.0 倍となり、全ての変速比でゼロスピンドディスクが優れていた。

謝 辞

本研究の一部は、メカトロニクス技術高度化財団の研究助成により行ったものである。ゼロスピンドディスクの研削加工には、(株)ジェイテクト研究開発センターのご協力を頂いた。トラクション油とその特性値は出光興産(株)にご提供頂いた。これらを記して深甚なる謝意を表する。

文 献

- (1) Tanaka, H., *Toroidal CVT*, (2000), Corona Publishing.
- (2) Yamanaka, M., Igari, G. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (1st Report, Analysis of Mechanism and Prototype), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 692 (2004), pp. 1182 - 1189.
- (3) Yamanaka, M., Narita, Y., Igari, G., and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (2nd Report, Effect of Low Spin Disk), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 3317 - 3323.
- (4) Yamanaka, M., Narita, Y. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (3rd Report, Increase of Torque - Transmitted Efficiency by Backup Roller), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 713 (2006), pp. 228 - 234.
- (5) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (1st Report, Fundamental Structure), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 645 (2000), pp. 1694 - 1699.
- (6) Makino, T., Development of 3K - Type Traction Drive CVT for High Speed Rotation (2nd Report, Efficiency), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No. 648 (2000), pp. 2810 - 2817.
- (7) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 1 - Design and Principles of Performance Calculation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 386 - 391.
- (8) Xiaolan Ai, Development of Zero - Spin Planetary Traction Drive Transmission : Part 2 - Performance Testing and Evaluation, *Transaction of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 124 (2002), pp. 392 - 397.
- (9) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Optimum Design of Disk and Roller Shapes for Shaft Drive Continuously Variable Transmission, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 716 (2006), pp. 1265 - 1270.
- (10) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk (1st Report, Proposal of Shape and Optimum Design), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 73, No. 725 (2007), pp. 312 - 317.
- (11) Narita, Y., Yamanaka, M. and Inoue, K., Improvement of Power to Weight Ratio of Shaft Drive CVT Using Zero-Spin Disk (2nd Report, Measurement of Efficiency), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 75, No. 752 (2009), pp. 1081 - 1087.
- (12) Yamanaka, M., Okumoto, S., Narita, Y. and Inoue, K., Study of Shaft Drive Continuously Variable Transmission (4th Report, Effect of Counter Shaft), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 75, No. 749(2009), pp.164 - 170.
- (13) Hirohisa, T., Power Transmission of a Cone Roller Troidal Traction Drive (1st Report, Speed and Torque Transmission Efficiencies), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 53, No. 491 (1987), pp. 1500 - 1506.
- (14) Hata, H., Aoyama, S. and Miyaji, T., Performances and Characteristics of Idemitsu Traction Oils, *Idemitsu Tribo Review*, No. 28-2005 (2005).